



Behördeneigentum

Offenlegungsschrift 28 47 919

①①

②①

②②

④③

Aktenzeichen: P 28 47 919.8

Anmeldetag: 4. 11. 78

Offenlegungstag: 22. 5. 80

③①

Unionspriorität:

③② ③③ ③①

⑤④

Bezeichnung: Friktionsgetriebe

⑦①

Anmelder: Jackman, Charles Wesley, Brighton, Mich. (V.St.A.)

⑦④

Vertreter: Blumbach, P.-G., Dipl.-Ing.; Weser, W., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.;
Bergen, P., Dipl.-Ing. Dr.jur.; Kramer, R., Dipl.-Ing.;
Zwirner, G., Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing.;
Brehm, H.P., Dipl.-Chem. Dr.phil.nat.; Pat.-Anwälte,
6200 Wiesbaden u. 800 München

⑦⑦

Erfinder: gleich Anmelder

DE 28 47 919 A 1

DE 28 47 919 A 1

DESI AVAILABLE COPY

2847919

BLUMBACH · WESER · BERGEN · KRAMER
ZWIRNER · HIRSCH · BREHM

PATENTANWÄLTE IN MÜNCHEN UND WIESBADEN

Patentconsult Radeckestraße 43 8000 München 60 Telefon (089) 883603/883604 Telex 05-212313 Telegramme Patentconsult
Patentconsult Sonnenberger Straße 43 6200 Wiesbaden Telefon (06121) 562943/561998 Telex 04-186237 Telegramme Patentconsult

Charles Wesley Jackman
5986 Alan Drive
Brighton, Michigan 48116, U.S.A.

P a t e n t a n s p r ü c h e

- ① Friktionsgetriebe mit einem Antriebsglied, einem Abtriebsglied, einer gemeinsamen Welle, einer Einrichtung zur Lagerung der Glieder zur Drehung um die gemeinsame Achse der gemeinsamen Welle, wobei die Glieder sich gegenüberstehende ringförmig-bogenförmige Oberflächen aufweisen, mit einem Drucklager auf der gemeinsamen Welle, wobei eines der Glieder auf dem Drucklager auf der gemeinsamen Welle gelagert ist, mit einer Einrichtung zur axialen Festlegung der Glieder, so daß ein genauer Abstand zwischen den ringförmigen Oberflächen eingehalten ist, mit mindestens einer Rolle in Kontakt mit den Oberflächen, mit einer Einrichtung zur Lagerung der Rolle, so daß deren Achse die gemeinsame Achse der Glieder schneidet, wobei die Einrichtung zur Lagerung der Rolle eine Schwenkachse in einer Ebene normal zur gemeinsamen Achse der Glieder aufweist, wobei ferner der Umriss der Rollen eine im großen und ganzen konvex konische Gestalt aufweist, wobei ferner die ringförmigen Oberflächen

München: R. Kramor Dipl.-Ing. • W. Weser Dipl.-Phys. Dr. rer. nat. • P. Hirsch Dipl.-Ing. • H. P. Brehm Dipl.-Chem. Dr. phil. nat.
Wiesbaden: P. G. Blumbach Dipl.-Ing. • P. Bergen Dipl.-Ing. Dr. jur. • G. Zwirner Dipl.-Ing. Dipl.-W.-Ing.

030021/0100

COPY

der Glieder eine derartige Ausbildung haben, daß die Tangenten an die Peripherie der Rollen und der ringförmigen Oberflächen sich an dem Schnittpunkt der Drehachsen der Rolle und der gemeinsamen Achse der Glieder bei allen Lagen der Rollen treffen,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

daß die Einrichtung (104, 108, 135) zur Lagerung der Rolle (103) eine axiale und seitliche Verschiebung in Anpassung an die nicht kreisförmige Kontur der ringförmigen Oberflächen zuläßt,

daß eine Einrichtung (108, 152, 153) zur Anlage einer Kraft auf die Rolle (103) in Richtung der Rollenachse vorgesehen ist, und

daß eine Einrichtung (137) die Schwenkachse (37) an festgelegter Stelle mit Bezug auf die axiale Anordnung der Glieder (101, 102) hält, was zu gleichen Anpreßdrücken der Rollen auf beiden Gliedern (101, 102) führt.

2. Friktionsgetriebe nach Anspruch 1,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

daß die Einrichtung zur Lagerung der Rollen Lagerzapfen (135) enthält, welche die Rolle (103) zur Schwenkung um eine Querachse (37) lagert, und daß Kolben (128, 150, 151) den Lagerzapfen (135) zugeordnet sind und diese in Richtung der Querachse (37) zu drängen versuchen.

030021/0100

3. Friktionsgetriebe nach Anspruch 1 oder 2,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß die Lagereinrichtung der Rollen hydraulische Einrichtungen (108, 152, 160, 162, 141, 142) aufweisen, welche eine Kraft proportional zur Antriebslast auf den Kolben (108, 152) aufbringen und die Rolle (103) in Richtung der Rollennachse zu drängen versucht, und daß eine Membraneinrichtung (150, 151) die Lagerzapfen (135) zur Verschiebung entlang der Querachse (37) allein vorgesehen sind.
4. Friktionsgetriebe nach Anspruch 1 oder 2,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß eine Einrichtung (176, 177, 178, 179, 180) zum Aufbringen eines fließfähigen Materials auf den Oberflächen (31, 32) vorgesehen ist.
5. Friktionsgetriebe nach Anspruch 4,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß das Material zur Aufrechterhaltung oder Vergrößerung des Reibkoeffizienten beiträgt.
6. Friktionsgetriebe nach Anspruch 5,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß eine Einrichtung (181, 182, 183) zur Entfernung von Material von den Friktionsoberflächen (31, 32) vorgesehen ist.

7. Friktionsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
~~d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t~~ ,
daß eine Überlastkupplung (96) im Zuge des Friktionsgetriebes vorgesehen ist, um den Schlupf der Reibglieder (103) zu vermeiden.
8. Friktionsgetriebe nach Anspruch 7,
~~d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t~~ ,
daß das Schlupfmoment der Überlastkupplung mit Bezug auf das normalerweise übertragene Drehmoment gesteuert wird, derart, daß die Überlastkupplung durchrutscht, wenn das übertragene Drehmoment durch einen Übergangszustand oder abnorme Bedingungen übermäßig zunimmt.
9. Friktionsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
~~d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t~~ ,
daß eine Einrichtung zur Entfernung des fließfähigen Materials vorgesehen ist.
10. Friktionsgetriebe nach Anspruch 9,
~~d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t~~ ,
daß die Einrichtung zur Anlage und Entfernung des Materials Pumpen (176, 182) enthält.
11. Verfahren zum Betrieb eines Friktionsgetriebes mit variablem Übersetzungsverhältnis, welches koaxiale Antriebs- und Abtriebsglieder mit sich gegenüberstehenden torusförmigen Laufflächen aufweist, auf welchen die Reiboberflächen vorgesehen sind und zwischen denen konvex konische Rollen

030021/0100

gefügt sind, wobei die Laufflächen und Rollen eine derartige Form aufweisen, daß reiner Wälzkontakt in der Art von Konen mit einem gemeinsamen Apex sowie im wesentlichen reiner Reibkontakt gegeben ist,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß ein fließfähiges Material auf die Reiboberflächen des Getriebes gegeben wird, nachdem das Getriebe zusammengebaut ist.

12. Verfahren nach Anspruch 11,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß das fließfähige Material von den Oberflächen entfernt wird, nachdem das Getriebe zusammengebaut ist.

BLUMBACH · WESER · BERGEN · KRAMER
ZWIRNER · HIRSCH · BREHM

PATENTANWÄLTE IN MÜNCHEN UND WIESBADEN

Patentconsult Radeckestraße 43 8000 München 60 Telefon (089) 883603/883604 Telex 05-212313 Telegramme Patentconsult
Patentconsult Sonnenberger Straße 43 6700 Wiesbaden Telefon (06121) 562943/561998 Telex 04-186237 Telegramme Patentconsult

Charles Wesley Jackman
5986 Alan Drive
Brighton, Michigan 48116, U.S.A.

Frikctionsgetriebe

Die Erfindung bezieht sich auf ein Frikctionsgetriebe mit sich gegenüberstehenden torusförmigen Laufflächen und dazwischengefügten konischen Rollen.

Es ist bekannt, ein Frikctionsgetriebe dadurch aufzubauen, daß koaxiale Antrieb- und Abtriebsglieder mit sich gegenüberstehenden torusförmigen Laufflächen vorgesehen sind, zwischen denen Rollen in Kontakt mit den Laufflächen angeordnet sind. Die Achsen der Rollen schneiden die gemeinsame Achse des treibenden und angetriebenen Gliedes, und durch Schwenken der Rollen entlang der Achse des treibenden und angetriebenen Gliedes wird ein variables Übersetzungsverhältnis erhalten. Es ist auch bereits erkannt worden, daß Zwangsschlupf oder "Spin" auftritt, wenn die Tangenten an die Berührungsstellen sich nicht mit dem Schnittpunkt der Achsen der Rollen und Achse der treibenden und getriebenen Glieder schneiden, was zu Verschleiß und Verlust an effektivem übertragenem Drehmoment führt.

München: R. Kramer Dipl.-Ing. · W. Weser Dipl.-Phys. Dr. rer. nat. · P. Hirsch Dipl.-Ing. · H. P. Brehm Dipl.-Chem. Dr. phil. nat.
Wiesbaden: P. G. Blumbach Dipl.-Ing. · P. Bergen Dipl.-Ing. Dr. jur. · G. Zwirner Dipl.-Ing. Dipl.-W.-Ing.

030021/0100

Folgende Merkmale sollen mit der Erfindung erzielt werden:

1. Reines Abwälzen zur Vermeidung des "Spin" an den Kontaktstellen. Die Tangenten an die Kontaktoberflächen treffen jederzeit die Achse der Hauptwelle an dem Schnittpunkt der Rollachsen.

2. Reine Abwälzbewegung wie zwischen Konen mit einem gemeinsamen Apex, so daß es nicht notwendig ist, die Kontaktbereiche zu schmieren. Der Raum, in welchem die Rollen arbeiten, kann abgedichtet sein und einen Abzug aufweisen, so daß die Anwesenheit von Schmiermittel auf den Reiboberflächen vermieden wird. Der Reibkoeffizient kann ferner durch Wahl der Laufflächen und der Rollenmaterialien und vielleicht durch Beschichtung oder andere Maßnahmen vergrößert werden. Es können einige Mal größere Reibkoeffizienten als mit geschmierten Oberflächen erhalten werden. Auf diese Weise wird der erforderliche Anpreßdruck verringert und es können konventionelle Drucklager vernünftiger Größe verwendet werden.

3. Ein Planetengetriebe sorgt für den Leerlauf der Abtriebswelle bei einer speziellen Lage (Übersetzungsverhältnis) der Rollen. Dadurch wird a) eine neutrale oder Leerlaufposition geschaffen, ohne daß die Transmission unterbrochen wäre; b) eine allmähliche Vorwärtsbewegung ermöglicht, wenn das Übersetzungsverhältnis zunimmt und c) eine Rückwärtsbewegung ermöglicht, wenn das Übersetzungsverhältnis abnimmt. Gegebenen-

030021/0100

falls kann das Differenzgetriebe überbrückt werden mit unmittelbarer Verbindung des Antriebsgliedes mit der Abtriebswelle bei einer passenden Geschwindigkeit der Abtriebswelle.

4. Steuerung der Änderung des Übersetzungsverhältnisses durch Ausgleich der Reaktionskraft auf die Rollen in Übereinstimmung mit der Schwenkachse durch a) einen hydraulischen Kolben oder b) durch mechanische Mittel. Bewegung entlang der Schwenkachse des Rollenträgers in einer Ebene senkrecht zur Achse der Hauptwelle in der einen Richtung leitet eine Betätigung entlang einer Spiralen zur Zunahme des Übersetzungsverhältnisses ein, und in der anderen Richtung zur Abnahme des Übersetzungsverhältnisses. Eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses erzeugt eine Änderung der Reaktionskraft, wodurch der Rollenträger axial bewegt wird und die spiralisches Bewegung verkleinert bzw. anhält.

5. Steuerung des Anpreßdruckes der Rollen proportional zur Reaktionskraft durch hydraulische Mittel.

6. Eine Einrichtung zur Reinigung und/oder Beschichtung der Reiboberflächen.

7. Eine Drehmoment begrenzende Kupplung zum Schutz der Drehmoment übertragenden Kontaktstellen gegen Schlupf infolge von vorübergehenden Drehmomentstößen.

030021/0100

ORIGINAL INSPECTED

Die Erfindung schafft eine effektive Einrichtung, die zur Synchronisierung der Geschwindigkeiten von mechanischen Elementen mit hoher Trägheit über einen Bereich von Übersetzungsverhältnissen geeignet ist und ggf. automatisch arbeitet. Beispiele sind:

1. Fahrzeuge mit einem Antrieb, die innerhalb eines ziemlich engen Geschwindigkeitsbereichs mit hohem Wirkungsgrad arbeiten, beispielsweise eine Gasturbine mit einziger Welle.
2. Fahrzeuge mit Hybridenantrieben, beispielsweise ein Motor, der ein Schwungrad hoher Geschwindigkeit antreibt. Solch ein Motor von beliebigem Typ bräuchte nur genügend Leistung zu erzeugen, um das Fahrzeug bei einer maximalen Dauer-Geschwindigkeit anzutreiben. Wenn die maximale Leistung nicht benötigt wird, könnte die überschüssige Energie in dem Schwungrad gespeichert werden und von diesem bei Beschleunigung, Bergfahrt, Überholmanöver abgezogen werden. Der Motor könnte bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden, möglicherweise intermittierend. Das Kühlsystem und die Emissionskontrollen würden viel kleiner sein und könnten unter gleichförmigeren Bedingungen arbeiten. Regeneratives Bremsen würde größere Leistungsbeträge an das Schwungrad rückgeben. Dies könnte zu einem starken Ersparnis des Brennstoffs von Automobilen, Stadtbussen und Lastkraftwagen führen, die im hügeligen Gelände betrieben werden.

3. Batteriebetriebene Fahrzeuge mit konstanter Motorgeschwindigkeit und regenerativen Bremsen.

4. Schwungradspeicherung von elektrisch erzeugter Grundlast.

5. Schwungradspeicherung von Wind oder solarer Energie zum Antrieb von elektrischen Generatoren bei konstanter Geschwindigkeit.

Gemäß der Erfindung weist das Friktionsgetriebe konvex konische Rollen auf, die an sich gegenüberliegenden Oberflächen eines treibenden und getriebenen Gliedes anliegen, welche Oberflächen eine solche Gestalt aufweisen, daß die Tangente an die Peripherie der Rollen und die sich gegenüberstehenden Lauroberflächen an dem Schnittpunkt der Drehachsen der Rollen und der gemeinsamen Achsen der Glieder bei allen Lagen der Rollen sich treffen und keine Schmierung erforderlich machen, wobei eine Einrichtung zur Zuführung und Abführung von Reinigungsmaterial und/oder Konditionierungsmaterial zur Entfernung von Verunreinigungen von den Reiboberflächen sowie zur Anlage von Beschichtungsmaterial zur Aufrechterhaltung oder Vergrößerung des Reibkoeffizienten vorgesehen ist, ferner noch eine Einrichtung zur Verhinderung des Schlupfes an den Drehmoment übertragenden Oberflächen infolge von zu großem Drehmoment vorgesehen ist.

Die Erfindung wird anhand von Ausführungsbeispielen beschrieben. Dabei zeigt:

030021/0100

- 6 -
- 11 -

2847919

- Fig. 1 einen Längsschnitt durch das Friktionsgetriebe gemäß Erfindung;
- Fig. 2 eine Einzelheit aus Fig. 1 in schematischer Darstellung;
- Fig. 3 einen Schnitt entlang der Linie 3-3 in Fig. 1;
- Fig. 4 eine Einzelheit ähnlich Fig. 2, jedoch in einer anderen Lage der Teile zueinander;
- Fig. 5 einen Längsschnitt durch eine Einzelheit bei einem bekannten Friktionsgetriebe;
- Fig. 6 einen Schnitt entlang der Linie 6-6 in Fig. 5;
- Fig. 7 einen Längsschnitt durch eine Einzelheit ebenfalls eines bekannten Friktionsgetriebes;
- Fig. 8 ein Diagramm "Schwenkwinkel der Rollen gegenüber der Geschwindigkeit";
- Fig. 9 einen Schnitt entlang der Linie 9-9 von Fig. 1;
- Fig. 10 einen Schnitt durch eine Einzelheit des Friktionsgetriebes nach Fig. 1 und 9;
- Fig. 11 und 12 Diagramme der geometrischen Entwicklung der Laufflächenkonturen des Friktionsgetriebes gemäß Erfindung;
- Fig. 13 einen Längsschnitt durch eine zweite Ausführungsform des Friktionsgetriebes gemäß Erfindung;
- Fig. 14 einen Schnitt entlang der Linie 14-14 in Fig. 13;
und
- Fig. 15 einen Schnitt entlang der Linie 15-15 in Fig. 13.

030021/0100

In der Längsschnittebene (Fig. 1) erstreckt sich eine Hauptwelle 106, eine abgetriebene Welle 116 und eine Rolle 103. Eine torusförmig gewölbte Scheibe 101 ist mit Kerbverzahnung mit der Welle 106 verbunden und in axialer Richtung mittels einer Mutter 107 eingestellt. Eine weitere torusförmige Scheibe 102 ist auf der Welle 106 mittels eines axialen Drucklagers 143 gelagert. Die Scheiben 101 und 102 weisen jeweils ringförmige sich gegenüberstehende Laufflächen 31, 32 von torusförmiger Form auf. Die Rollen 103 berühren die Laufflächen 31, 32 an Kontaktpunkten 30, welche demnach den Sitz der Rollen darstellen. Jede Rolle 102 wird in einem Rollenträger 104 gehalten und dreht sich um Kugellager 105. Wie aus Fig. 1 und 9 hervorgeht, weist jede Rolle Lagerzapfen 135 auf, die so gelagert sind, daß der Träger 104 mit den Rollen 103 um eine Achse 37 geschwenkt werden kann, wie mit Bezug auf Fig. 9 erläutert wird. Diese Achse liegt in einer Ebene senkrecht zur Antriebswelle 106 und steht senkrecht zur Zeichenebene der Fig. 1. Fig. 2 zeigt eine Rolle 103 um diese Achse geschwenkt.

Wenn die antreibende Scheibe 101 in einer Richtung in Kontakt mit den Rollen 103 sich dreht, dreht sich die abgetriebene Scheibe 102 in Gegenrichtung und mit einer Geschwindigkeit, die von dem Schwenkwinkel der Rollen 103 abhängt. Die Einrichtung zur Steuerung und Änderung des Schwenkwinkels sind in Fig. 9 dargestellt.

Ein wesentliches Merkmal der Erfindung besteht darin, daß die

030021/0100

COPY

Tangenten an die Berührungsoberflächen der Rollen 103 mit den Laufflächen 31 und 32 am Schnittpunkt der Drehachsen der Rollen 103 und der Welle 106 im Punkt 40 sich schneiden. Dies führt zum Abwälzen ohne Zwangsschlupf in der Art von Konen mit einer gemeinsamen Konusspitze. Dies trifft für jeden Schwenkwinkel zu, wie sich aus den Fig. 2, 4 und 12 ergibt.

Um diesen Gesichtspunkt zu verdeutlichen, wird auf den Stand der Technik gemäß US-PS 1 844 464 eingegangen, bei dem Zwangsschlupf vorkommt. Die Berührungsflächen der Rollen 3a stehen sich bezüglich der Schwenkachse 37a direkt gegenüber, d.h., 30a, 37a, 30a liegen auf einer Linie. Diese Struktur weist Zwangsschlupf oder "Spin" auf. Die Ursache hierfür liegt darin, daß ein Punktkontakt physikalisch nicht möglich ist, d.h., es zu einer Deformation an der Berührungsstelle kommt. Die Größe und die Gestalt des Berührungsbereichs hängen von dem Umriß der Oberflächen, der Stärke und Elastizität des Materials und von dem anliegenden Druck ab. Fig. 6 zeigt eine kreisförmige Berührungsstelle 30a in einem Nennabstand 39c von der Achse der Welle 6. Dieser Abstand bestimmt das Übersetzungsverhältnis zwischen der Lauffläche 31a und der Rolle 3a. Andere Punkte des Berührungsbereichs liegen jedoch auf unterschiedlichen Entfernungen zur Welle 6, beispielsweise 39a und 39b, so daß sich dort unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse einstellen würden. Da aber nur ein einziges Übersetzungsverhältnis möglich ist, tritt Schlupf an all den Punkten auf, die nicht auf dem Bogen mit einem einzigen Radius liegen. Dies wird auch als "Spin" bezeichnet, weil die Erscheinung so ist, als ob die Lauffläche

030021/0100

COPY

31a sich um die Rolle bzw. den Kontaktbereich drehen wollte.

Der Spin hat zwei schwerwirkende Effekte: 1) Verschleiß, wenn keine gute Schmierung vorgesehen ist, die jedoch wiederum die Übertragungskraft reduziert, auf welcher das Getriebe beruht und 2) Zwangsschlupf auf dem größten Teil der Berührungsfläche, welche die effektive Übertragungskraft vermindert und zusammen mit dieser zu ziemlichem Schlupf führt.

Fig. 7 zeigt eine weitere Ausführungsform nach dem Stand der Technik (US-PS 2 619 841), bei dem die Rolle 3b konvex konisch ist und mit Laufflächen zusammenarbeitet, die im Schnitt kreisbogenförmig sind. Die Tangenten an die Berührungsoberflächen treffen sich in Punkten 40b, die auf einem Kreisbogen liegen, der die Achse der Welle 6 schneidet, d.h., die Schnittpunkte 40b fallen nicht mit den Punkten 36b zusammen, welche die Schnittpunkte der Achsen sind. Dadurch wird zwar der Spin vermindert, aber nicht beseitigt. Die Winkel 38a und 38b in Fig. 5 und 7 geben die Größe des Spin an.

Ein Verfahren zur Herstellung von Laufflächen für reine Abwälzbewegung ist in der US-PS 2 734 389 angegeben. Die vorliegende Erfindung hat mit einer Kombination von Maßnahmen zu tun, um diese Idee der Vermeidung des Spin praktisch anwenden zu können.

Wie sich gemäß Fig. 4 ergibt, läuft die Rolle 103 mit konvex

030021/0100

COPY
ORIGINAL INSPECTED

konischem Rand in Laufflächen 31c und 32c, deren Umriß so geformt sind, daß die Tangenten an die Berührungsoberflächen sich immer im Schnittpunkt der Drehachsen von Rolle 3c und Welle 6 in den Punkten 36c und 40c schneiden.

In Fig. 11 und 12 ist die Geometrie der Rolle 3 und der torusförmigen Laufflächen 31 und 32, der Achsen der Antriebswelle 6, der Schwenkachse 37 der Rollen, der Mittelpunkte der Berührungsstellen 30 von Rolle und Lauffläche, der Schnittpunkte 36, der Rollenachse und der Achse 6 sowie des Schnittpunktes 40 von Rollenachse mit den Tangenten an die Berührungsstellen dargestellt. In diesen Diagrammen fallen die Punkte 36 und 40 zusammen. Die Tangenten stellen Elemente von konjugierten Konen dar. Große Buchstaben bezeichnen Längen und kleine Buchstaben Winkel. Es bedeuten:

- A = Abstand der Achse 6 der Antriebswelle von der Schwenkachse 3
- C = Radius des konvexen Randes der Rolle,
- a = Winkel zwischen Rollenachse und einer durch die Schwenkachse 37 und der Mitte des Radius C gelegten Linie,
- B = Abstand zwischen Rollenschwenkachse und Mittelpunkt des Radius C.

Die obigen Werte sind konstant. Die folgenden Werte ändern sich mit dem Schwenkwinkel der Rollenachse:

- b = Schwenkwinkel der Rollenachse,
- E = Abstand auf der Rollenachse zwischen den Punkten 37 und 40, wobei

E = A Sekante b,

F = Abstand des Punktes 40 vom Mittelpunkt des Radius C,

H und J sind die Seiten eines rechtwinkligen Dreiecks mit dem Winkel a am Punkt 37,

j = Winkel, dessen Tangens = $H/E-J$,

F = (E-J) Sekante j,

c = Winkel, dessen Sinus = C/F ,

c+j = Winkel zwischen der Rollachse und dem Element des konjugierten Konus, der die Kontaktoberflächen berührt,

e = Winkel zwischen der Tangente an die Kontaktoberflächen und einer Linie parallel zur Achse 6 durch den Punkt 37 oder der Winkel von der Achse 6 selbst,

$e = 90^\circ + (b-c-j)$,

k = Winkel zwischen einer Linie durch den Punkt 37 und den Mittelpunkt des Radius C, und eine Linie, die ebenfalls durch den Mittelpunkt des Radius C senkrecht zu dem Konuselement an dem Punkt der Berührung hindurchgeht,

$k = 90^\circ - (a+c+j)$.

Der Winkel k stellt die Verschiebung des Berührungsmittelpunktes 30 des Rollenrandes dar, wenn die Rolle geschwenkt wird.

Wenn diese Linie senkrecht zu dem Konuselement an dem Berührungspunkt durch den Mittelpunkt des Radius C verlängert wird und dann die Rollachse in dem Punkt P schneidet, dann stellt dieser Punkt P den momentanen Schwenkmittelpunkt anstelle der mechanischen Achse am Punkt 37 dar. Der Punkt P verschiebt sich, wenn

030021/0100

die Rolle geschwenkt wird, und bewegt sich oberhalb oder unterhalb der Achse 37, wenn der Winkel k sich ändert, je nachdem, ob dieser positiv oder negativ ist.

Punkte auf der torusförmigen Kurve können als die Verbindungen von aufeinanderfolgenden Sehnen angesehen werden. Der Winkel e_c einer Sehne ist der Mittelwert zwischen den Winkeln e_n und e_{n+1} , die von kleinen Zunahmen des Winkels b abgeleitet sind. Es gilt demnach:

$$e_c = \frac{e_n + e_{n+1}}{2}$$

Wie aus Fig. 11 hervorgeht, stellen X_0 und Y_0 die Werte bei $b = 0$ dar. Dabei gilt:

$$\begin{aligned} X_0 &= B \sin a + C \sin e_0. \\ Y_0 &= -(B \sin a + C \cos e_0). \end{aligned}$$

Fig. 12 zeigt die aus der Mittenlage verschwenkte Rolle um das Verschwenkungsmaß Δb . In diesem Fall ist e_n gleich e_0 . Die Länge von K jeder Sehne beträgt

$$K = 2B \sin \Delta b/2 \cos k_c + 2C \sin \Delta e/2$$

wie in den Diagrammen dargestellt, wobei

L = der erste Ausdruck und $2M$ der zweite Ausdruck. Dabei

030021/0100

COPY

ist der Winkel k_c der zu e_c bezogene Wert.

Zunahme $\Delta X = K \cosinus e_c$ und $\Delta Y = K \sinus e_c$.

Daher

$$X = X_0 + \sum_{b=0}^{b_{\max}} \Delta X \quad \text{und}$$

$$Y = Y_0 + \sum_{b=0}^{b_{\max}} \Delta Y$$

Die Kurve beginnt somit bei der Null- oder Mittenposition der Rolle und wird durch aufeinanderfolgende Sehnen mit dem Winkel e erzeugt, die dem Umriß des Rollenrandes folgen, wobei die Rolle nach jeder Richtung schwenkt und die gewünschte Kurve als Grenzwert angenähert wird. Dadurch wird das hauptsächliche Ziel der Ausrichtung der Kontaktflächen mit Elementen von Konen mit einem gemeinsamen Apexpunkt erreicht.

Die X-Y-Koordinaten der Kurve können mit gewünschter Präzision errechnet werden, indem die obigen Gleichungen mit kleinen Zunahmen des Winkels b gelöst werden.

Es wird erneut auf Fig. 1 Bezug genommen. Die Wellen 106 und 116 sind in Kugellagern 111 und 113 gelagert, die in einem Gehäuse 166 sitzen. Die Mutter 107 stellt die Scheiben 101 und 102 in einen festgelegten genauen Abstand ein. Das Lager 111

030021/0100

ist so bemessen, daß die Scheiben 101 und 102 in richtiger Lage zu den Rollen 103 gehalten werden, wenn die Druckkräfte sich mit der Schwenklage der Rollen ändern. Der Druck auf die Berührungsoberflächen 30 führt zu einer Schubkraft entlang der Achse der Rolle 103, deren Kugellager 105 auch zur Aufnahme der radialen Belastung ausgelegt ist, die durch Zugkräfte erzeugt werden. Das Kugellager 143 ist zur Aufnahme der Kräfte ausgelegt, welche die Scheiben 101 und 102 in Richtung der Antriebswelle voneinander zu trennen suchen.

Wie zuvor erwähnt, ist die Schwenkachse leicht verschoben, wenn der augenblickliche Schwenkmittelpunkt P nicht mit der mechanischen Schwenkachse 37 zusammenfällt. Die in Fig. 9 dargestellten Einrichtungen sind dafür vorgesehen, die Rollen 103 so zu steuern und zu positionieren, daß diese Verschiebung Zustand kommt und gleichzeitig ein adäquater Druck in Richtung auf die Rollennachse zur Erzeugung der notwendigen Kraftübertragung zustandekommt. Dieser Druck muß in Richtung der Rollennachse in solchem Winkel angelegt werden, daß der Berührungsdruck in den Punkten 30 auf der Rolle ausgeglichen wird. Dies kann nicht durch Anlage von Druck in Richtung auf die Antriebswelle 106 bewerkstelligt werden, und zwar wegen des Unterschieds der Berührungswinkel auf den Scheiben 101 und 102. Bei den extremen Schwenkwinkeln kann der Kontaktwinkel, gemessen von der Achse der Welle 106, 15° betragen, während der andere 55° ist. Der Kontaktdruck ist umgekehrt proportional zum Sinus des

030021/0100

ORIGINAL INSPECTED

COP

Winkels, so daß der Druck bei kleineren Winkeln drei Mal so groß als im anderen Fall sein könnte.

Fig. 1 zeigt ein Lager 105 für die Rolle 103, bei welchem die innere Lauffläche 148 in Richtung senkrecht zur Rollenchse in einer Ebene radial zur Achse 106 bewegt werden kann. Ein Druckkolben 108 weist eine Fortsetzung 108A auf, die in eine Nut in der inneren Lauffläche 148 hineinragt. Ein Stopfen 169 verschließt das Ende dieser Nut. Der Druckkolben 108 wird durch membranartige und im Stapel vorgesehene Blattfedern 148 und 152 geführt. Solche Federn können so ausgelegt sein, daß eine beinahe gleichförmige Last innerhalb eines Bereichs angelegt wird, wodurch die axiale Komponente der Verschiebung des Schwenkzentrums berücksichtigt wird. Wenn in manchen Anwendungen die Last nahezu gleichförmig ist, kann die Verwendung solcher Federn allein zufriedenstellend sein. Für Anwendungen wie Fahrzeugvortrieb, bei denen die Last extrem schwankt, würde jedoch die Haltbarkeit der Lager und anderer Teile verringert werden, wenn der Druck immer auf seinem Maximalwert gehalten werden würde.

Fig. 1 und 9 zeigen eine Ausführungsform des Friktionsgetriebes, bei dem der hauptsächlichste Teil der auf den Rollen 103 aufbrachten Preßkraft durch hydraulischen Druck proportional zur Antriebslast aufgebracht wird. Der Druckkörper 108 ist demnach der Kern eines Kolbens. Ein Anfangsdruck wird durch die Blatt-

030021/0100

federn 149 und 152 erzeugt. Zwischen den Blattfedern 152 befindet sich eine Gummiabdichtung 153 und das Paket wird durch einen Ring 154 gehalten. Die Federn tragen zu dem Querschnitt des Kolbens bei. Die axiale Ausrichtung des Kolbens erfolgt durch entsprechende enge Passung der Blattfedern. Zwei Führungsstifte 155 verhindern die Drehung des Kolbens. Die Lagerzapfen 135 der Rolle sitzen in Walzenlagern 156 sowie in Kolben 128 und 129, die wiederum von membranartigen Blattfedern 150 getragen und zentriert werden. Ein Kugellager 159 dient zum Abfangen des Axialdruckes. Die Blattfedern 150 werden in einem bügelartigen Lagerdeckel 127 durch einen Rückhaltering 125 gehalten und durch eine Gummiabdichtung 151 abgedichtet. Ein Fortsatz an jedem Kolben 128, 129 paßt in eine Bohrung im Lagerdeckel 127, um für axiale Ausrichtung zu sorgen und als Stoßdämpfer zu wirken. Eine Drosselbohrung 76 bestimmt die Wirkungsweise des Stoßdämpfers. Eine Dichtung 157 und Abstandshalter 158 begrenzen das Wälzlager 156 nach der Seite hin.

Die Kolben verschieben den Rollenträger in einer Ebene senkrecht zur Achse der Hauptwelle 106 um einen gesteuerten Betrag 67, wie in Fig. 10 dargestellt. Das Walzenlager 156 ermöglicht die Schwenkung des Rollenträgers und die membranartigen Blattfedern 150 ermöglichen die axiale Verschiebung mit sehr kleiner statischer Reibung.

Wenn die Scheibe 101 in Fig. 10 sich im Uhrzeigersinn dreht

und der Rollenträger mit der Rolle 103 nach links verschoben wird, folgt die Rolle in Kontakt mit Punkt 30 einer Spirale, bei der der radiale Abstand 68 vom Mittelpunkt der Scheibe 101 zunimmt. Umgekehrt wird der radiale Abstand der gegenüberliegenden Kontaktstelle der Rolle an der Scheibe 102 entsprechend kleiner. Diese Spirale ist eine Involute mit einem Basisradius gleich der Versetzung 67, so daß das Weiterrücken für jede Umdrehung gleich 2π mal der Versetzung ist. Die Verschiebung kann also ziemlich schnell erfolgen.

Wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit der Scheibe 101 im wesentlichen konstant ist, wie bei einem Schwungrad, und die Abtriebswelle beispielsweise mit den Antriebsrädern eines Fahrzeugs verbunden sind, nimmt die Antriebskraft in Reaktion auf die Rolle 103 zu, wodurch der Rollenträger 104 nach rechts gedrängt wird, wodurch das Verschwenken reduziert oder angehalten wird. Der hydraulische Druck auf dem Kolben 128 wird von der Reaktionskraft auf die Rolle 103 ausgeglichen, so daß eine Steuereinrichtung zur Zu- oder Abnahme des Übersetzungsverhältnisses hierin zur Verfügung steht. In der gleichen Weise kann der Druck auf den gegenüberliegenden Kolben 129 dazu verwendet werden, die Reaktionskraft auf die Rolle 103 auszugleichen, um das Fahrzeug bei abnehmender Geschwindigkeit zu steuern. In Fig. 9 sind drei Rollen 103 und drei Kolbenpaare dargestellt. Anschlüsse 141 führen Druck auf die "Antriebs"-Kolben und Anschlüsse 142 auf "Verzögerungs"-Kolben, wobei jeder Satz von Anschlüssen über eine Leitung mit einem Steuerventil 1970 verbunden sind.

030021/0100

COPY

Der Druck von dem jeweiligen Paar der Steuerkolben 128 und 129 wird über einen Verbindungsschlauch 162 auf die Rollendruckkolben 108 proportional zur Antriebslast übertragen. Ein Wechselventil 160 läßt die Druckflüssigkeit von der Hochdruckseite zu und dichtet zur Niederdruckseite infolge eines Sitzes 161 ab. Jedes Verbindungsrohr 162 wird durch Ringdichtungen 163 in dem Kolben und dem Rollenträger abgedichtet.

Es ist besonders wichtig, die statische Reibung bei der axialen Verschiebung des Rollenträgers zu vermeiden, um eine ruckfreie und genaue Steuerung des Übersetzungsverhältnisses zu erzielen.

Eine Pumpe 171 (Fig. 9) führt unter Druck stehende Hydraulikflüssigkeit einem Satzventil 170 zu, welche den der Leitung 141A zugeführte Druck steuert, die mit dem "Antriebs"-Anschluß 141 verbunden ist bzw. der Leitung 142A zu, die mit dem "Verzögerungs"-Anschluß 142 verbunden ist. Die Pumpe 171 saugt durch das Rohr 172 Flüssigkeit vom Behälter 74 dem die Flüssigkeit nach Druckentspannung über das Rohr 173 rückgeführt wird.

In einem Fahrzeugvortriebsystem kann das Satzventil 170 Signale über eine Mehrzahl von Verbindungen 175 empfangen, beispielsweise Steuersignale des Fahrers, Motordrehzahl und Motordrehmoment, wie dieses aufgrund des Reaktionsdruckes in den Leitungen 141A und 142A in Verbindung mit dem Übersetzungsverhältnis bestimmt werden kann, das durch die Schwenklage der Rolle

030021/0100

COPY

abhängt. Diese Information kann gemäß einem Programm bearbeitet werden, durch welches die Umdrehung und das Drehmoment des Motors auf günstigsten Brennstoffverbrauch gesteuert wird. Bei anderen Anwendungen können andere Daten für die Steuerung bedeutsam sein.

Eine Dichtung 109 (Fig. 1) liegt zwischen der Scheibe 101 und der Welle 106, desgleichen eine Lippendichtung 123 zwischen Scheibe 102 und Welle 106, eine weitere Lippendichtung 120 zwischen Gehäuse 166 und Abstandsstück 110 auf der Welle 106, ferner eine Dichtung 124 in der Rolle 103 zur Abdichtung der inneren Lauffläche 148. Der Rand der Scheibe 102 ist als Ölschleuder und das Gehäuse 166 als Ölauffänger ausgebildet.

Obzwar der Raum, in welchem die Reibungsglieder arbeiten, abgedichtet sind und über eine Ableitung verfügen, kann, auf lange Sicht gesehen, eine Kontamination der Reiboberflächen in der Abwesenheit eines Ölbadetes vorkommen. Demgemäß wird gemäß Erfindung für die Beseitigung dieser Kontamination gesorgt.

Es ist auch möglich, den Reibkoeffizienten durch Anwendung von entsprechenden Überzügen auf den Reiboberflächen zu vergrößern, möglicherweise in Verbindung mit Reinigungsmaterialien.

Wenn Schlupf an den Drehmoment übertragenden Stellen ohne Schmierung vorkommt, kann sich dies zerstörend auswirken. Dies kann auf vorübergehende Drehmomentimpulse in der Übertragungs-

030021/0100

linie des Fahrzeugs infolge schlechter Fahrbahn begründet sein. Ein Schlag auf die Reifen der Antriebsräder führt zur Verringerung des Radius und damit zur Drehbeschleunigung. Dieser Drehbeschleunigung widersteht die Trägheit des Motors. Ein ähnlicher Effekt kann durch rhythmisches Hüpfen des Rades erzeugt werden. Es gibt noch weitere vorübergehende und abnorme Bedingungen, die zu Drehmomentimpulsen führen können.

Wie mit Bezug auf Fig. 1 und 9 beschrieben, wird der Druck auf den Kolben der Rolle von dem Antriebsdrehmoment über den hydraulischen Druck gesteuert. Demnach würde der Druck auf die drehmomentübertragenden Berührungsstellen bei niedrigen Antriebslasten niedrig sein. Der hydraulische Druck wird in Abhängigkeit von einer Zunahme des Drehmoments vergrößert, jedoch könnte er nicht schnell genug sein, momentanen Schlupf zu vermeiden. Die membranartigen Blattfedern zur axialen Ausrichtung der Kolben sorgen für eine Anfangskraft auf die Rollen und stellen einen Sicherheitsfaktor gegenüber Schlupf bei niedrigen Lasten dar.

In einer weiteren Ausführungsform der Erfindung gemäß Fig. 13 und 14 wird der Druck auf die Rollen durch Federkraft allein erzeugt. In dieser Ausführungsform kann der effektive Radius beim treibenden Torus infolge eines hohen Übersetzungsverhältnisses klein bleiben. Das Getriebe ist so ausgelegt, daß es das maximale Drehmoment am Antriebsrad nur bei einem niedrigen Übersetzungsverhältnis liefert, wobei der effektive Radius am treibenden Torus in der Nähe des maximalen Wertes ist, so

030021/0100

daß der Rollendruck nicht genügend sein könnte, Schlupf bei dem kleinen effektiven Radius am getriebenen Torus zu verhindern.

Aus diesen Gründen ist es notwendig, in der Antriebslinie eine Kupplung zur Drehmomentbegrenzung vorzusehen. Das Schlupfdrehmoment der Kupplung muß so moduliert werden, daß bei jedem Übersetzungsverhältnis das gesamte Motordrehmoment übertragen wird, Schlupf aber auftritt, wenn sich das zu übertragende Drehmoment plötzlich erhöht.

Das Satzventil 140 in Fig. 15 führt eine weitere Funktion zusätzlich zur Steuerung des Übersetzungsverhältnisses aus, nämlich der Steuerung des hydraulischen Drucks auf die Schutzkupplung in der Antriebslinie. Die Leitung 100 in Fig. 15 führt zur Leitung 100 in Fig. 13 und liefert Druck proportional zum Drehmoment an der Welle, auf welcher die Kupplung installiert ist.

Die in Fig. 13 dargestellte Schutzkupplung ist auf dem kerbverzahnten Ende der Abtriebswelle 126 angebracht und weist ein Kupplungsgehäuse 96 mit einem Kolben 97 auf. Eine Mehrzahl von Kupplungsscheiben 98 sitzen in Kerbverzahnungen des Gehäuses 96 und entsprechende dazwischen gefügte abgetriebene Kupplungsscheiben in Kerbverzahnungen einer Abtriebswelle 99. Der Druck der Hydraulikflüssigkeit wird über das Rohr 100 und die Hülse 95 dem Kolben 97 zugeführt. Dichtungsringe 121, 122 und 132 verhindern den Druckverlust.

030021/0100

Während in der Zeichnung die Schutzkupplung auf der Abtriebswelle des Getriebes sitzt, kann sie auch auf der Antriebswelle vorgesehen werden. Die Vielscheibenkupplung kann durch eine andere Vorrichtung ersetzt werden, welche die relative Drehung bzw. den Schlupf ermöglicht, wenn ein Drehmoment größer als ein vorgesehener Betrag vorkommt. Der Ausdruck "Schutzkupplung" soll eine solche Vorrichtung bezeichnen.

Das Schlupfdrehmoment der Schutzkupplung muß größer als das vom Motor bzw. dem Getriebe gelieferte Drehmoment sein, aber niedriger als das Drehmoment, welches zum Schlupf bei dem Friktionsgetriebe führen würde. Da beträchtliche Schwankungen des Reibkoeffizienten der Scheiben in der Schutzkupplung vorkommen, muß ein Sicherheitsfaktor bei dem Reibkoeffizienten der das Drehmoment übertragenden Bereiche des Friktionsgetriebe vorgesehen sein.

In Fig. 13 ist ein Reinigungs- und Beschichtungssystem der Reiboberflächen dargestellt, welches aus einer Pumpe 176 für eine Reinigungsflüssigkeit oder ein Beschichtungsmaterial besteht und dieses über Rohre 178 und 179 zu Düsen 180 leitet. Die Pumpe 176 saugt über das Saugrohr 177 aus dem Behälter 188 an und die im Gehäuse 165 herabtropfende Flüssigkeit wird durch ein Rohr 180 rückgeführt. Eine weitere Pumpe 182 saugt Dämpfe aus dem Gehäuse 165 und liefert sie durch ein Rohr 183 in die Atmosphäre oder ein Emissionssteuersystem. Die Drehung der Scheiben 101 und 102 und das Verschwenken der Rollen 103 bei

030021/0100

ausgerückter Kupplung verteilt das Material über die Reiboberflächen.

Geeignete Reinigungsmittel können Lösungsmittel, Lösungen von Detergenzien, Suspensionen von Festpartikeln oder leicht korrosive Lösungen sein. Geeignete Beschichtungsmaterialien können aus ultrafeinen Filmen von Kunstharz, Lack, Metallpulver oder dergleichen bestehen.

Die Reinigungs- und Beschichtungsarbeiten können periodisch auf der Basis Zeit oder gefahrene Kilometer durchgeführt werden, wobei entweder die Steuerung von Hand oder automatisch erfolgt, es kann aber auch ein kontinuierliches Verfahren verwendet werden.

In Fig. 13 und 14 ist eine Rollenchse 138 dargestellt, welche den Rollenkolben 108 ersetzt. Blattfederpakete 184 sorgen für eine im wesentliche gleichmäßige Kraft auf die Rolle. Abstandshalter 185 und 186 trennen zwei Blattfedergruppen 184, um eine breite Basis zur Ausrichtung der Achse 138 zu gewinnen. Ein Gewindeloch in der Achse ermöglicht den Eingriff einer Schraube zum Zurückziehen während der Montage. Ein Stopfen 187 im Träger 164 verschließt das zugehörige Zugangsloch. Der Träger 164 und die Kolben 130 und 131 besitzen keine Verbindungsbohrungen für die hydraulische Steuerung des Rollendruckes.

Fig. 15 zeigt einen Querschnitt durch die Rolle und die zuge-

030021/0100

hörigen Lager, insbesondere den Fortsatz 138A der Rollennachse in die innere Lauffläche 148 zur Ermöglichung der zeitlichen Verschiebung. Der Fortsatz 180A in Fig. 1 ist ähnlich dem Fortsatz 138A.

Die Scheibe 102 (Fig. 13) besitzt einen Fortsatz 144 mit Kerbzähnen 145. Auf dieser Kerbverzahnung ist ein Schiebering 115 mit Eingriffszähnen 146 verschieblich gelagert. Ein Planetengetriebe weist Planetenräder 117 auf Achsen 118 auf, die an einem käfigartigen Steg am Ende der Abtriebswelle 116 befestigt sind. Die Planetenräder werden an richtiger Stelle durch Druckringe 73 gehalten. Der Flansch der Welle 116 trägt Zähne 133, die mit den Zähnen 146 des Verschieberinges 115 zum Eingriff gebracht werden können. Im Fortsatz 144 der Scheibe 102 ist ein Zahnkranz 114 untergebracht, dessen äußere Zähne 134 mit den Zähnen 146 des Schieberings 115 in Eingriff gebracht werden können. Auf der Innenseite des Zahnkranzes 114 sind ebenfalls Zähne vorgesehen, die mit den Planetenrädern 117 kämmen. Der Zahnkranz 114 wird durch Druckringe 74 und 75 in richtiger Lage gehalten. An einem Fortsatz der Welle 106 sitzt das Sonnenrad 147, welches mit den Planetenrädern 117 kämmt. Ein weiterer Fortsatz der Welle 106 nimmt ein Wälzlager 119 auf und erstreckt sich in eine entsprechende Bohrung der Abtriebswelle 116. In Fig. 3 ist ein Querschnitt des beschriebenen Planetengetriebes dargestellt.

Wenn der Schiebering 115 in der dargestellten Lage ist, dreht sich der Zahnkranz 114 mit der Scheibe 102 und treibt die Planetenräder 117 an. Dadurch wird die Geschwindigkeit der Abtriebswelle 116 mit Bezug auf die Umdrehungsgeschwindigkeit der Scheibe 102 gemäß den Rollen 103 und der Scheibe 101 reduziert. Wenn das Übersetzungsverhältnis zwischen der Scheibe 102 und der Scheibe 101 auf das Übersetzungsverhältnis des Planetengetriebes durch Schwenken der Rollen 103 in die Lage nach Fig. 2 verringert worden ist, wird die Drehung der Welle 116 angehalten. Dies stellt den Leerlauf dar. Wenn die Rollen weiter in Richtung auf abnehmendes Übersetzungsverhältnis zwischen Scheibe 102 und Scheibe 101 verschwenkt werden, kehrt sich die Drehung der Abtriebswelle 116 um. Wenn die Rollen aus der neutralen oder Leerlaufelage auf zunehmendes Übersetzungsverhältnis zwischen Scheibe 102 und Scheibe 101 geschwenkt werden, wird eine Vorwärtsdrehung der Abtriebswelle 116 erhalten. Auf diese Weise kann ein Fahrzeug gestartet, angehalten oder in der Fahrtrichtung umgekehrt werden, und das ruckfrei und unter voller Kontrolle der Drehmomentübertragung.

Wenn die Vorwärtsbewegung zunimmt, wird eine Geschwindigkeit erreicht, bei der der Verschiebering 115 nach rechts zum Eingriff in die Zähne 133 des Flansches der Abtriebswelle 116 verschoben werden kann, wodurch eine direkte Verbindung zwischen der Scheibe 102 zur Abtriebswelle geschaffen wird und die Planetenräder leer durchlaufen. Wenn diese Verschiebung durchgeführt wird, ist es notwendig, die Rollen so zu schwenken.

030021/0100

daß ein passendes Übersetzungsverhältnis zwischen der Scheibe 102 und der Scheibe 101 zustande kommt.

Fig. 8 zeigt ein mögliches Beispiel. In dem Diagramm ist der Schwenkwinkel der Rollen 103 entlang der Skala 22 aufgetragen und eine hypothetische Skala von Meilen pro Stunden ist entlang der Abszisse 70 aufgetragen. Die Kurve 71 gibt die Geschwindigkeit gegenüber dem Schwenkwinkel an, wenn das Planetengetriebe eingeschaltet ist. Die Kurve 71A ist der Zweig mit dem Rückwärtslauf. Die Kurve 72 stellt die Geschwindigkeit zum Schwenkwinkel dar, wobei die Abtriebswelle 116 direkt mit der Scheibe 102 verbunden ist. Ein Überlappungsbereich 26 der Geschwindigkeitskurven ermöglicht die Verschiebung ohne Änderung der Geschwindigkeiten der antreibenden oder getriebenen Vorrichtungen.

Anstelle eines einfachen Schieberinges können natürlich auch Synchronisiereinrichtungen oder Reibkupplungen in hochentwickelter Form verwendet werden.

Die Erfindung macht ein Friktionsgetriebe mit kontinuierlichem Übersetzungsverhältnis und reinem Wälzverhalten verfügbar, welches keine Schmierung der Drehmoment übertragenden Oberflächen erforderlich macht. Dadurch wird in großem Maße der erforderliche Preßdruck vermindert und es können konventionelle Drucklager vernünftiger Größe eingesetzt werden. Das Friktionsgetriebe kann zur manuellen und automatischen Steuerung verwendet werden.

033021/0100

-32-
Leerseite

2847919

- 39 -

Nummer:
Int. Cl.2:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

28 47 919
F 16 H 15/30
4. November 1978
22. Mai 1980

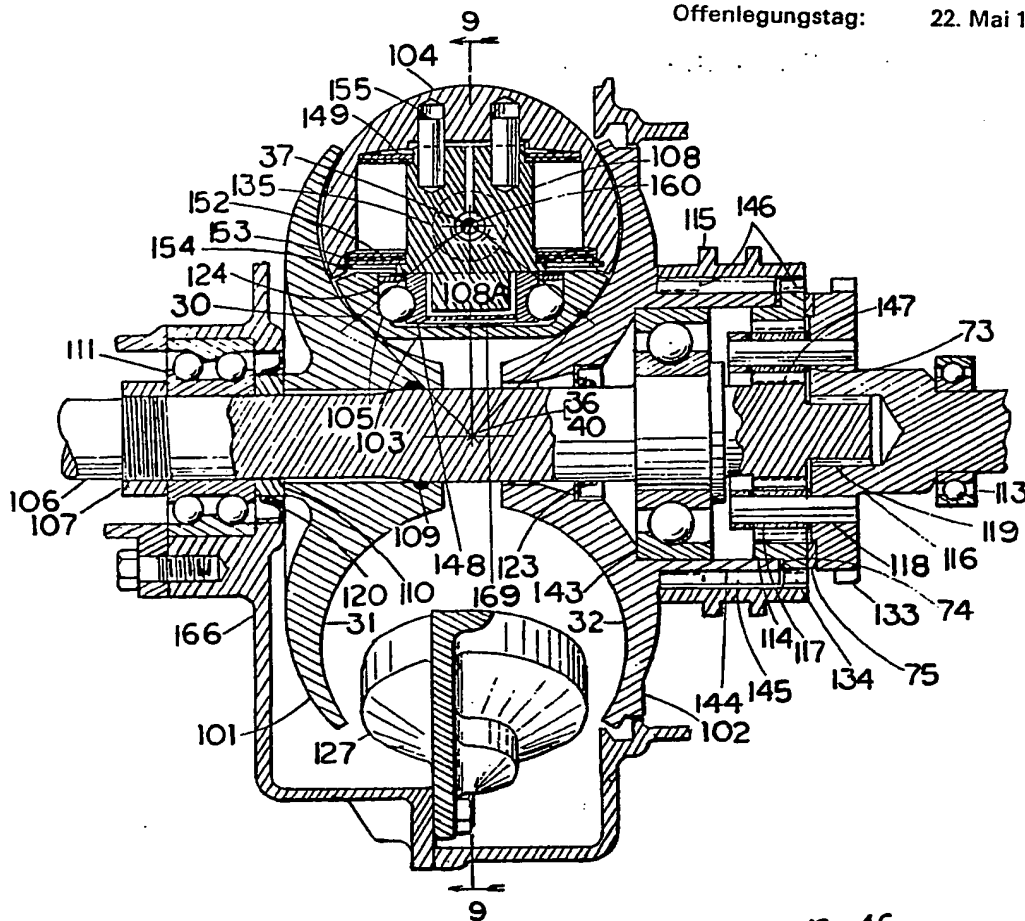


FIG. 1

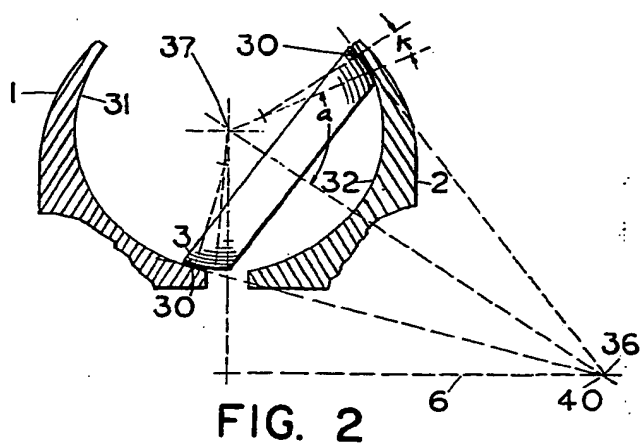


FIG. 2

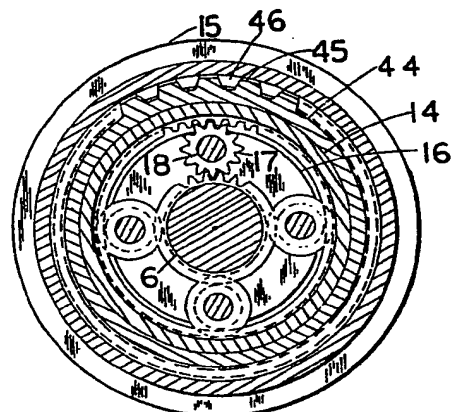


FIG. 3

030021/0100

NACHGEREICHT

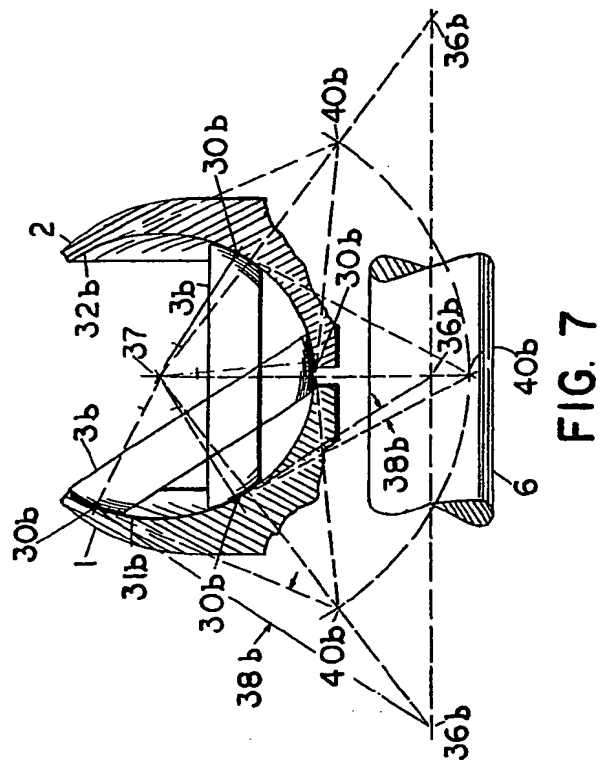


FIG. 7

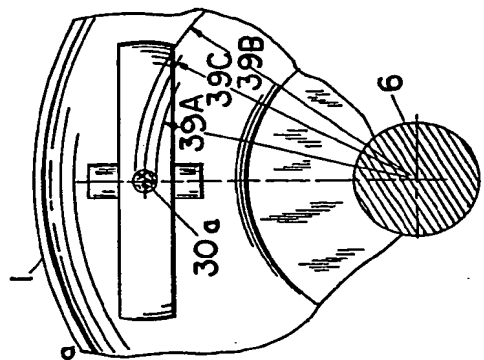


FIG. 6

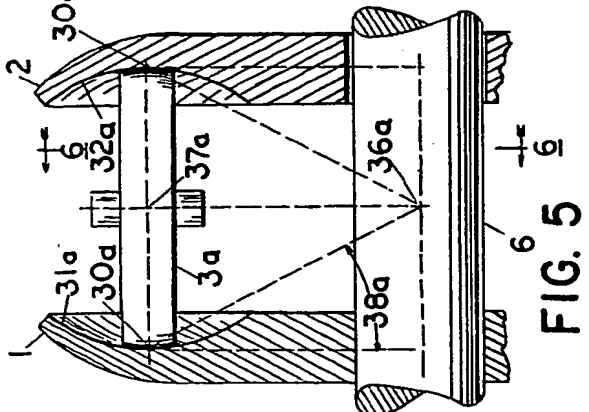


FIG. 5

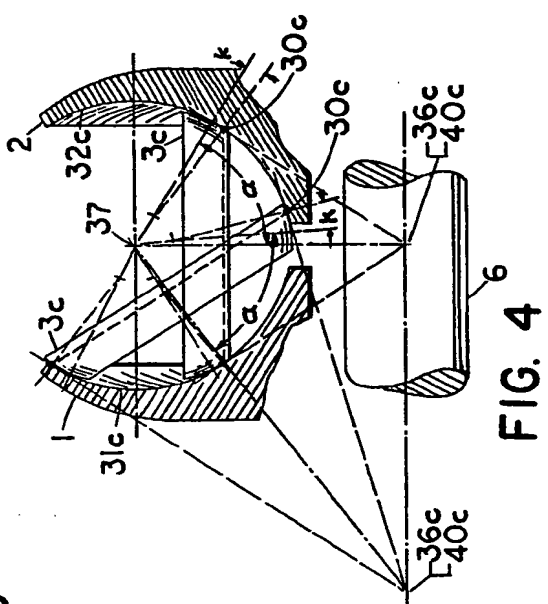


FIG. 4

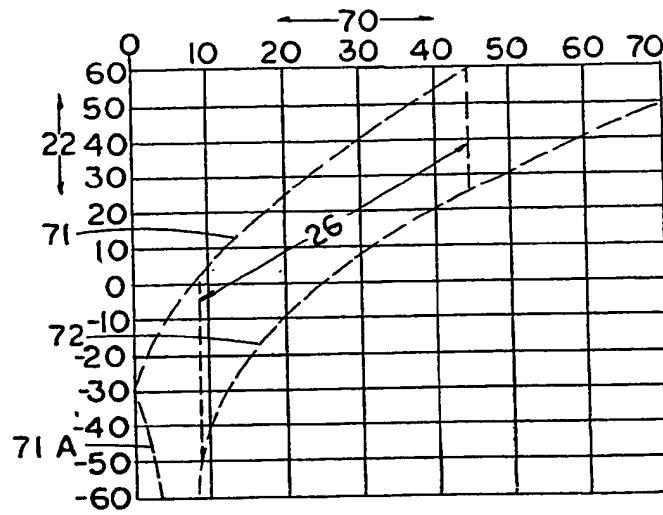


FIG. 8

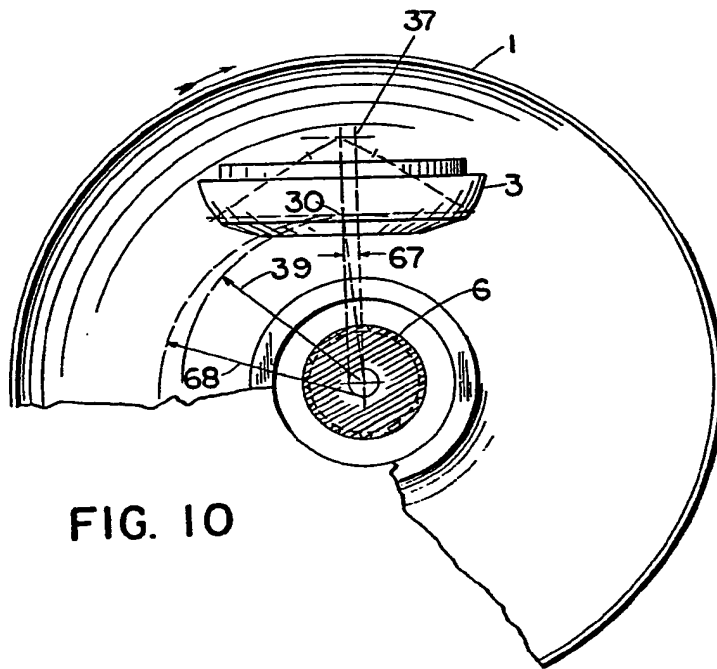


FIG. 10

030021/0100

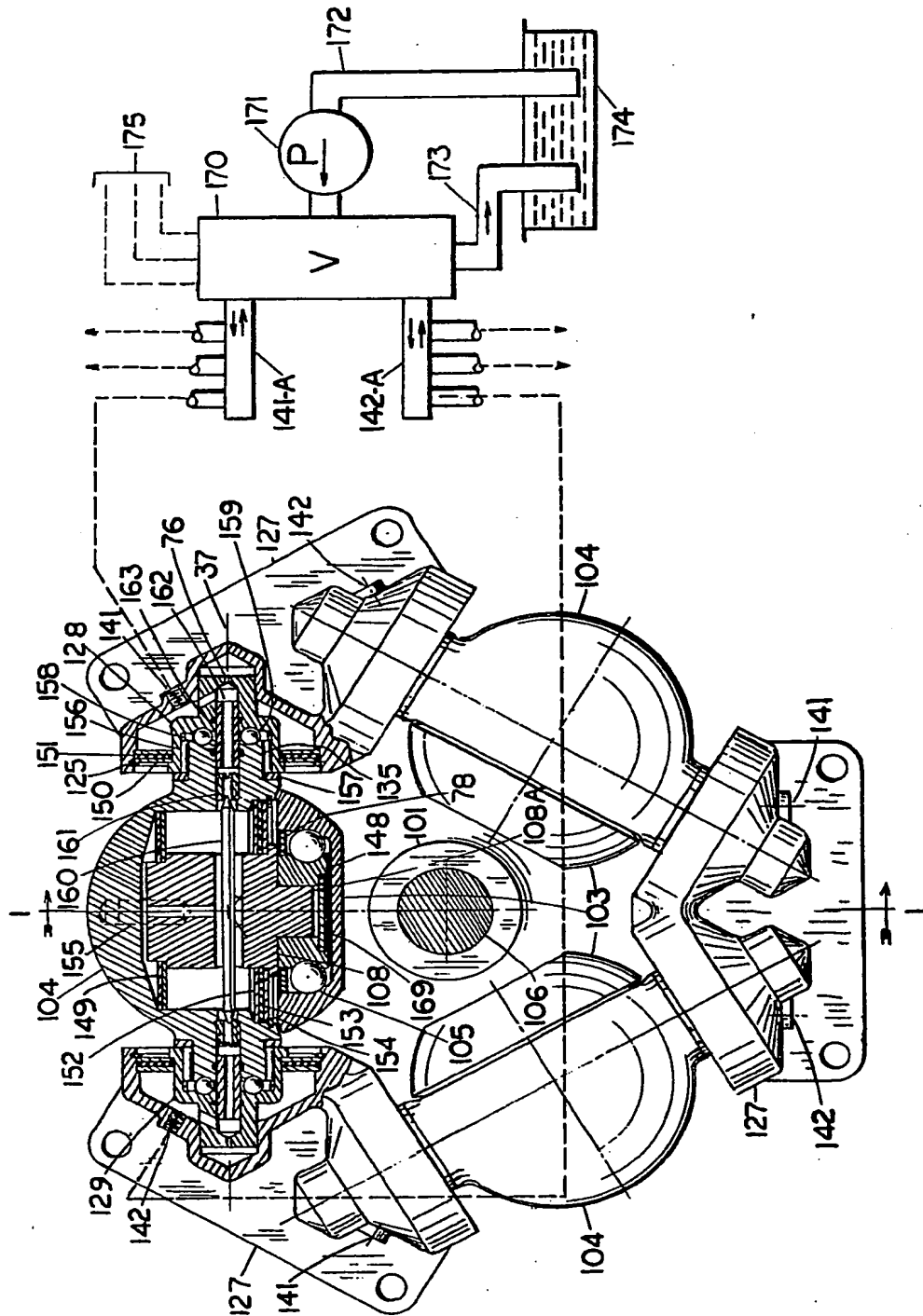


FIG. 9

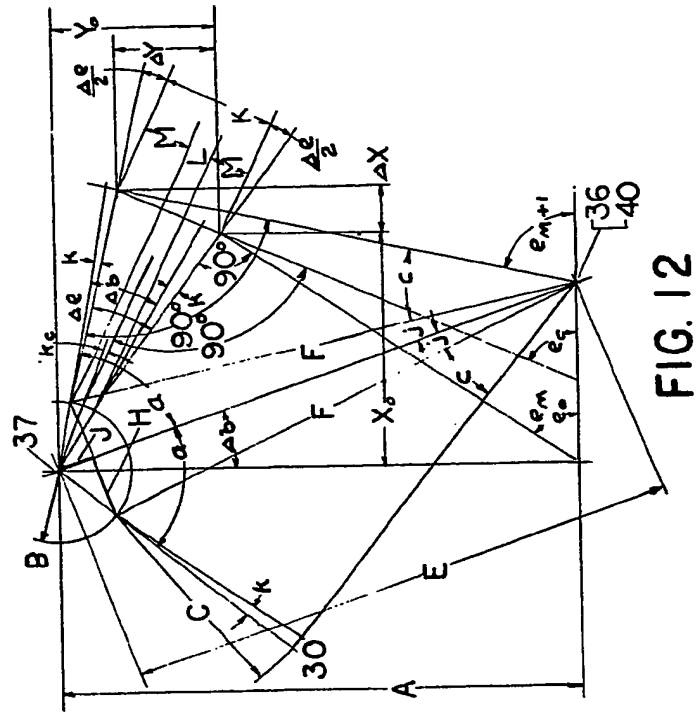


FIG. 12

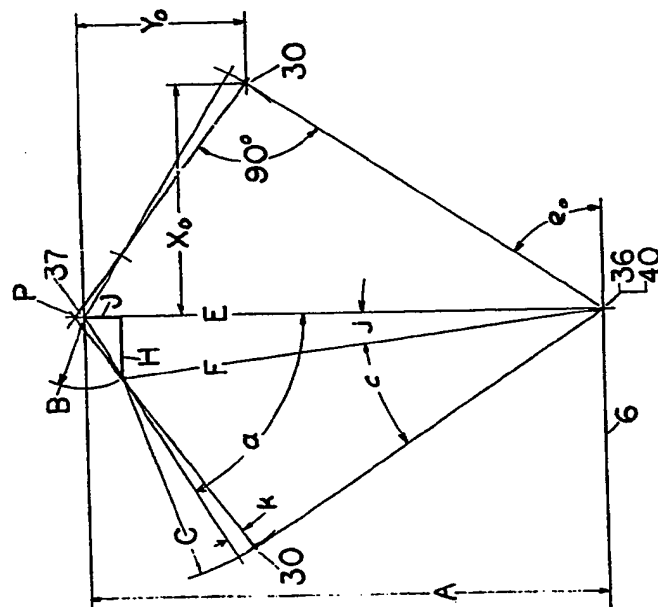


FIG. 11

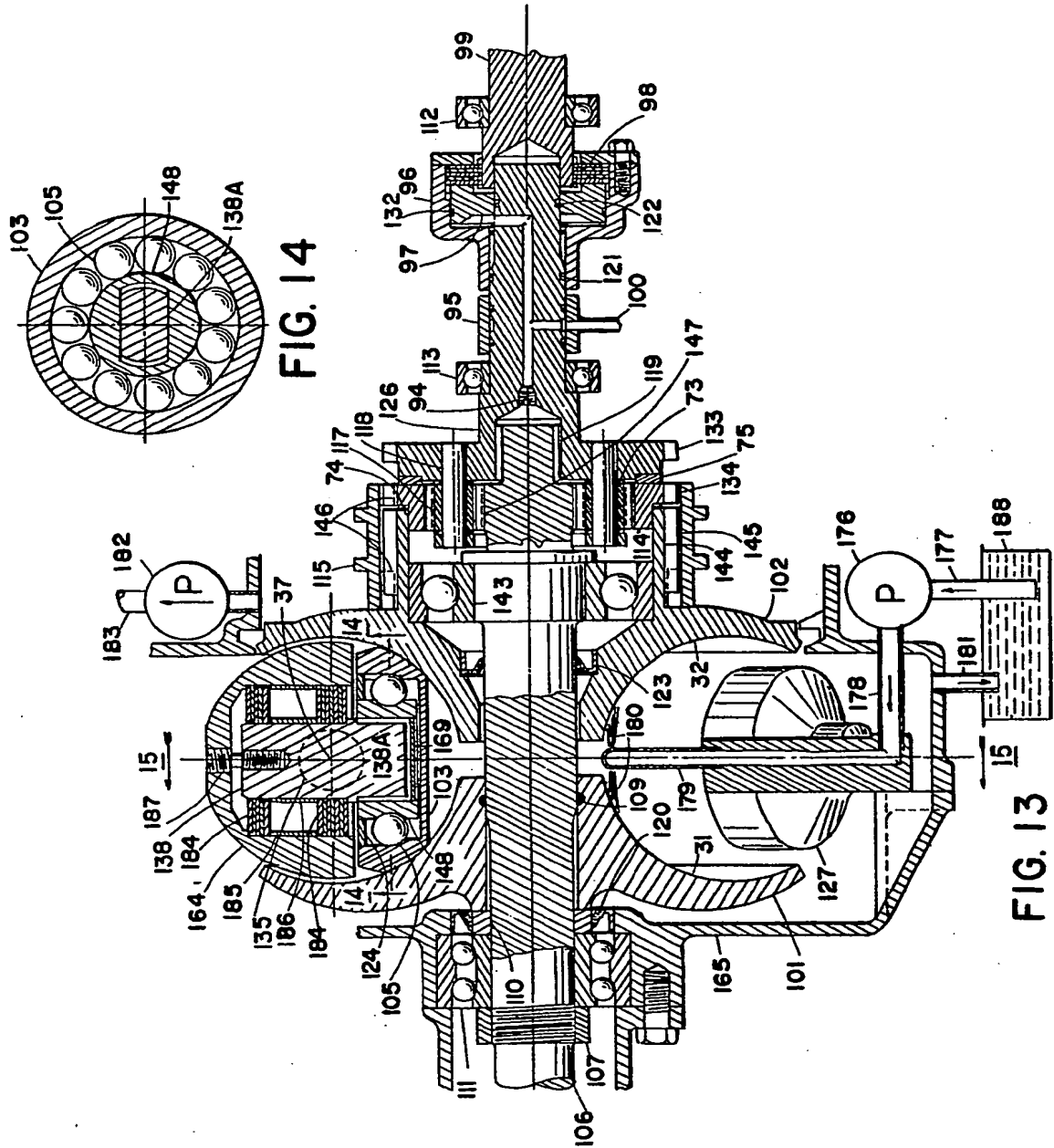


FIG. 14

FIG. 13

2

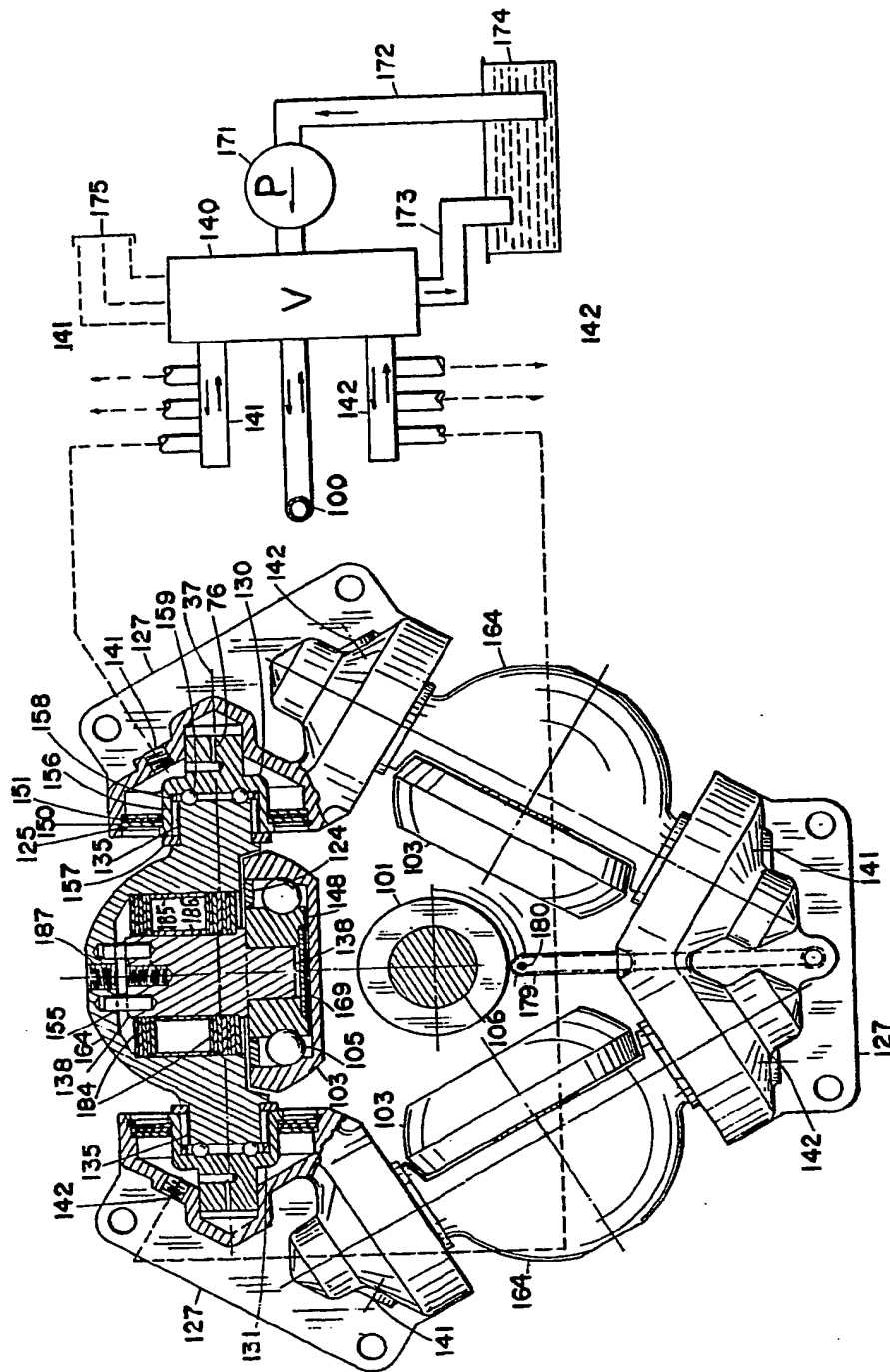


FIG. 15

030021/0100

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)